

УДК 621.43.018

В.Г. Дьяченко, д-р техн. наук

**ДИЗЕЛЬ ИЛИ ДВИГАТЕЛЬ С ИСКРОВЫМ ЗАЖИГАНИЕМ?**

Дизель, как энергетическая установка автомобиля, существенно превосходит двигатель с искровым зажиганием по эксплуатационной экономичности, выбросам оксида углерода, углеводородов. В городском цикле эксплуатационных режимов работы путевой расход топлива, например, легкового автомобиля с вихрекамерным дизелем на 20-30% ниже, чем с двигателем с искровым зажиганием, при эксплуатации за городом – 5-10%. Существенно также ниже выбросы с отработавшими газами CO и  $C_nH_m$ . Следует иметь при этом в виду, что плотность дизельного топлива на 10-15% выше, чем плотность бензина, а стоимость дизельного топлива примерно в 1,5 раза ниже стоимости высокооктановых бензинов. Однако дизелю присущи и ряд существенных недостатков в сравнении с бензиновым двигателем.

Во-первых, при одинаковой мощности масса и габариты дизеля заметно больше, чем двигателя с искровым зажиганием.

Во-вторых, у дизеля выше выбросы с отработавшими газами твердых частиц, адсорбирующих на поверхности канцерогенные полициклические углеводороды; альдегидов и формальдегидов, обладающих неприятным запахом.

В-третьих, не созданы еще для дизелей достаточно надежные и долговечные сажевые фильтры, каталитические системы нейтрализации оксидов азота в отработавших газах.

В-четвертых, выше уровень шума.

В-пятых, необходима большая энергоемкость аккумуляторов для обеспечения надежного запуска дизеля, особенно в условиях пониженных температур.

В-шестых, ограничены ресурсы дизельного топлива. Выход дизельного топлива при существующей технологии переработки нефти составляет 10-15%, а с сопутствующими фракциями (топливо широкого фракционного состава) – 25%, тогда как выход бензина достигает 60%.

Эти факторы и предопределяют преимущественное использование двигателей с искровым зажиганием в качестве энергетических установок легковых автомобилей, грузовиков, мототехники и других транспортных средств, суммарный годовой выпуск которых в странах мира составляет десятки миллионов единиц. В странах, не обладающих собственными сырьевыми ресурсами моторных топлив (Япония, Германия, Франция, Италия и др.), экономически оправдано расширение импорта дизельного топлива, расширение использования дизелей в качестве энергетических установок легковых автомобилей.

Резервы дальнейшего повышения экономичности, снижения выбросов вредных веществ с отработавшими газами в двигателях с искровым зажига-

нием при использовании традиционных методов совершенствования рабочих процессов (повышения степени сжатия, интенсификации процессов смешения топлива и сгорания, использования обедненных топливно-воздушных смесей, снижение механических потерь и т.п.) практически исчерпаны. Ужесточающиеся требования к экологическим характеристикам автомобильного двигателя с искровым зажиганием обусловили переход на электронные системы впрыска топлива на впуске, электронные системы зажигания и управления рабочими процессами, использование каталитических систем нейтрализации отработавших газов, эффективная работа которых возможна только при составах топливно-воздушной смеси близких к стехиометрическому ( $\alpha = 0,995 - 1,005$ ). Стоимость электронных систем впрыска и управления рабочими процессами, системы каталитической нейтрализации отработавших газов сопоставима со стоимостью двигателя.

К нетрадиционным методам совершенствования рабочих процессов двигателя с искровым зажиганием следует отнести, прежде всего, использование непосредственного впрыска топлива в камеру сгорания, расслоение топливно-воздушной смеси, целесообразность использования которого впервые была высказана Н. Отто в патенте Германии №532 (1878 г.). Непосредственный впрыск, расслоение топливно-воздушной смеси обеспечивают возможность работы автомобильного двигателя с искровым зажиганием в зоне основных эксплуатационных режимов при средних значениях коэффициента избытка воздуха  $\alpha > 1,5$  и поддержании состава топливно-воздушной смеси у электродов свечи зажигания в пределах воспламеняемости ( $\alpha = 0,4 - 1,2$ ). Ряд фирм уже предложили потребителям легковые автомобили с подобными двигателями. Например, фирма Mitsubishi разработала на базе четырехцилиндрового шестнадцатиклапанного двигателя с искровым зажиганием 4G93 двигатель с впрыском топлива непосредственно в камеру сгорания открытого типа при давлении топлива до 5 МПа [1]. Форма поверхности днища поршня, момент и направление впрыска топлива, направление потоков воздуха в надпоршневой полости к концу такта сжатия обеспечивают на режимах частичных нагрузок поддержание состава смеси у электродов свечи зажигания в пределах воспламеняемости при средних значениях коэффициента избытка воздуха 2 – 2,7. Снижение эксплуатационного расхода топлива при движении автомобиля в городе составляет 17 – 25%, за городом – 15-20% при скорости движения автомобиля 60 – 100 км/ч.

Фирма Orbital Engine Co. на базе двухтактного двигателя с кривошипно-камерной продувкой разработала трехцилиндровый двигатель с непосред-

венным впрыском топлива в полуразделенную камеру сгорания, расположенную в головке цилиндра [2]. Форсунка и свеча зажигания установлены в верхней части камеры сгорания. Высокая эффективность распыливания топлива достигается использованием для распыла топлива сжатого воздуха при давлении до 0,55 МПа. Моменты открытия клапана пневматической форсунки и зажигания поддерживаются оптимальными в зависимости от частоты вращения коленчатого вала и нагрузки электронной системой управления. На режимах частичных нагрузок среднее значение коэффициента избытка воздуха не превышает 1,7, т.е. расслоение топливо-воздушной смеси незначительно. Путевой расход топлива, выбросы токсичных веществ с отработавшими газами легкового автомобиля с этим двигателем находятся примерно на том же уровне, что и у легкового автомобиля с вихрекамерным дизелем. Технические решения по двигателю и его системам защищены фирмой более чем 800 патентами. Большинство ведущих автомобилестроительных фирм заключили с фирмой Orbital Engine Co. лицензионные соглашения по использованию ее разработок по двигателю с непосредственным впрыском.

На кафедре двигателей НТУ «ХПИ» на двухтактном двигателе с кривошипно-камерной продувкой, непосредственным впрыском топлива в дополнительную камеру сгорания, расположенную в головке цилиндра, искровым зажиганием достигнут тот же уровень топливной экономичности и выбросов токсичных веществ с отработавшими газами, что и у двухтактного двигателя фирмы Orbital Engine Co. при использовании механической системы впрыска топлива [3]. На режимах холостого хода и частичных нагрузок среднее значение коэффициента избытка воздуха достигает 2 – 2,2. Однако двухтактные двигатели с кривошипно-камерной продувкой и непосредственным впрыском топлива будут иметь ограниченное применение вследствие несовершенной системы смазки по сравнению с четырехтактными двигателями.

В двигателях с разделенными камерами сгорания при непосредственном впрыске топлива в камеру сгорания и соответствующем подборе характеристик факела распыливания топлива, угла опережения подачи топлива, возможно более глубокое расслоение топливо-воздушного заряда. На режимах частичных нагрузок значения коэффициента избытка воздуха, удельного эффективного расхода топлива в двигателе с разделенной камерой сгорания и искровым зажиганием и у вихрекамерного дизеля примерно одинаковы, несмотря на то, что степень сжатия в двигателе с искровым зажиганием в два раза ниже чем у дизеля. Примерно одинаковы и выбросы токсичных веществ с отработавшими газами (рис.1).

На базе четырехтактного двигателя с разделенной или полуразделенной камерой сгорания в головке цилиндра, впрыском топлива в камеру сгорания и искровым зажиганием может быть создан двухтактный двигатель с клапанным газораспределением и

продолженным расширением, у которого степень расширения  $\delta_p$  значительно выше, чем действительная степень сжатия. Впускные и выпускные клапаны в этом двигателе открываются в конце такта расширения, а закрываются на такте сжатия, т.е. потеря рабочего объема на такте сжатия используется для осуществления газообмена. Схема продувки в данном случае, – клапанная, давление наддува – 0,12–0,2 МПа в зависимости от нагрузки и частоты вращения коленчатого вала.

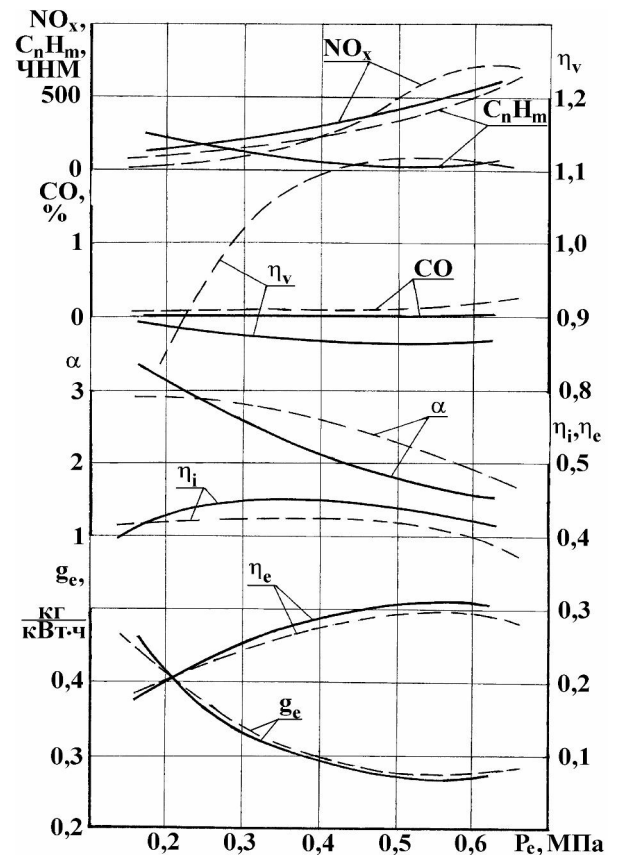


Рис. 1. Нагрузочные характеристики дизеля и экспериментального двигателя при  $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ :

— вихрекамерный дизель 4Ч76/80 ( $\epsilon = 22$ );  
 - - экспериментальный двигатель 4Ч76/80 с разделенной камерой сгорания и искровым зажиганием ( $\epsilon = 11$ , давление наддува  $p_k = 0,13 \text{ МПа}$ )

Цикл с продолженным расширением впервые пытались практически реализовать для повышения эффективности преобразования тепловой энергии в механическую и Н. Отто и Р. Дизель в трехцилиндровом двигателе, у которого два цилиндра работают по четырехтактному циклу, а дополнительный большего диаметра – по двухтактному циклу [4]. Однако

при этой схеме реализации цикла с продолженным расширением прирост механической энергии был незначительным вследствие увеличения потерь теплоты в стенки, механических потерь, потерь на перетекание продуктов сгорания из рабочих цилиндров в расширительный цилиндр. Исключить влияние этих факторов на эффективность преобразования теплоты в механическую работу возможно при реализации цикла с продолженным расширением в одной рабочей полости при действительной степени сжатия 7-10.

Для сравнения на рис.2 представлены экспериментальные данные по изменению показателей рабочих процессов автомобильного четырехтактного вихрекамерного дизеля и расчетные данные по двигателю с продолженным расширением и искровым зажиганием при действительной степени сжатия 8 на режимах нагрузочной характеристики в зоне основных эксплуатационных режимов работы автомобильного двигателя. Мощность механических потерь двигателя с продолженным расширением с приводным компрессором принята равной мощности механических потерь вихрекамерного дизеля, так как мощность на привод нагнетателя ( $p_k < 0,15$  МПа) сопоставима с потерями мощности на процессы газообмена в вихрекамерном дизеле. Мощность двухтактного варианта двигателя с продолженным расширением при давлении наддува  $p_k = 0,12-0,15$  МПа заметно больше мощности вихрекамерного дизеля, несмотря на то, что коэффициент наполнения, отнесенный к условиям окружающей среды, значительно меньше, чем у четырехтактного дизеля. Существенно выше индикаторный и эффективный коэффициент полезного действия. Реально ожидать и улучшения топливной экономичности двухтактного двигателя с продолженным расширением в условиях эксплуатации на 10-20% по сравнению с вихрекамерным дизелем (рис. 2).

Значительно ниже будет и уровень шума в двигателе с продолженным расширением не только в сравнении с дизелем, но и с традиционным четырехтактным двигателем с искровым зажиганием, так как в момент открытия клапанов давление в цилиндре будет невысоким, а на режимах холостого хода и малых нагрузок — ниже атмосферного. По уровню выбросов токсичных веществ с отработавшими газами двигатель с продолженным расширением и искровым зажиганием не будет уступать вихрекамерному дизелю, поскольку и в двигателе с продолженным расширением используется дополнительная камера сгорания, непосредственный впрыск топлива в камеру сгорания, глубокое расслоение топливовоздушной смеси.

Таким образом, наиболее реальный путь повышения эксплуатационной экономичности, снижения выбросов токсичных веществ с отработавшими газами автомобильных двигателей с искровым зажиганием является использование двухтактного цикла с продолженным расширением, непосредственным

впрыском топлива и глубоким расслоением топливовоздушной смеси на основных эксплуатационных режимах работы двигателя. Такой двигатель практически по всем показателям будет превосходить и дизели, и традиционные четырехтактные двигатели с искровым зажиганием при относительно незначительном усложнении конструкции и некотором повышении стоимости в сравнении с традиционными двигателями с искровым зажиганием.

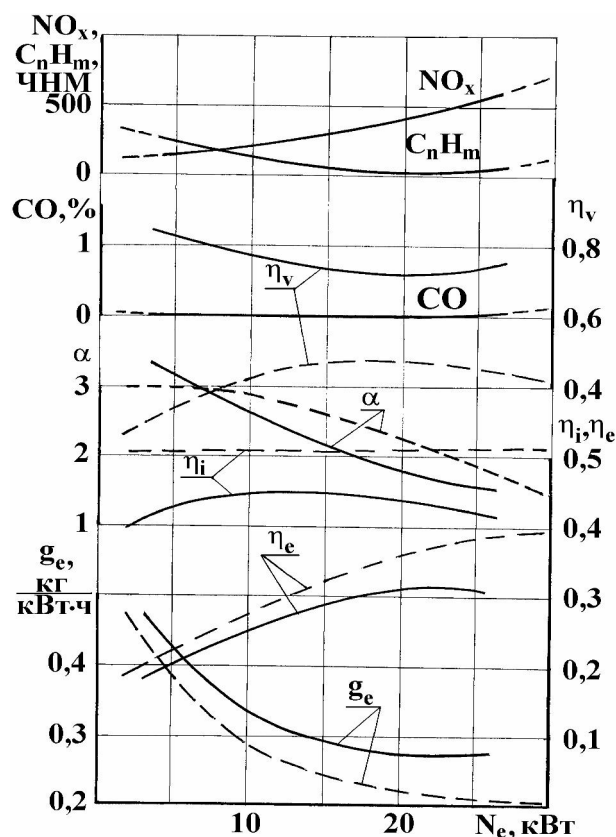


Рис. 2. Нагрузочные характеристики дизеля и двигателя с продолженным расширением при  $n=3000$  мин<sup>-1</sup>:

— вихрекамерный дизель 4Ч 76/80 ( $\epsilon=22$ );

— — двигатель с искровым зажиганием и продолженным расширением ДН 76/80 ( $\epsilon=8$ ,  $\delta_p=20$ ,  $P_k=0,12-0,15$  МПа)

#### Список литературы:

1. Кадаков М. Будем непосредственнее! Новый двигатель Mitsubishi // Авторево. — 1996. — № 2. — С. 22-23.
2. Scott D. Pneumatic fuel injection Spurs two-stroke engine revival // Automotive Engineering. — 1986. — Vol. 94. — №8. — P. 74-79.
3. Дьяченко В.Г., Мацаренко И.П., Бобровский А.В. Двигатели с искровым зажиганием на пороге выбора новых направлений совершенствования // Труды НАМИ. — 1998. — С. 12-25.
4. Гольднер Г. Двигатели внутреннего сгорания. — Том 2 // М.: МАКИЗ, 1928. — 864 с.